

Analisis Variasi Jarak Sumbu Poros Terhadap Tegangan Kontak Dan Tegangan Bending Pada *Helical Gear Pair* Berdasarkan Metode Elemen Hingga

Sopyan Ali Rohman*, IDK Okariawan**, Achmad Zainuri**

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mataram
Jl. Majapahit no 62 Mataram

Abstract

This researchs object is determining the effect of modifying center distance to bending stress and contact stress on the helical gear pair based on the finite element method. And to know the safety factor on each center distance variation within helical gear pair.

Gear being analyzed is one of the gears on Honda motor cycles branded Beat. To know the specification of gear, the helical gear geometry measurements were taken. Based on the results of measurements was carried out models of helical gear pair by AUTO CAD software. Then, bending stress and contact stress analysis with finite element method on ANSYS 12.1. Optimal center distance of gear pairs is determined by safety factors on the quasi statatis condition.

From the research results can be concluded that the change of center distance can affect the bending stress and contact stress on gears and affect of security design. A safe center distance variation is 52.65 mm, 52,75 mm, 52,85mm and 52.95 mm.

Keywords: center distance, helical gear pair, safety factor, bending stress, contact stress

Pendahuluan

Perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi merupakan sebuah aspek kehidupan yang harus terpenuhi mengikuti perkembangan tarap hidup manusia. Kemajuan teknologi diberbagai bidang kehidupan manusia terdorong oleh semakin kompleksnya kebutuhan manusia sehingga diharapkan penerapan teknologi dapat memberi banyak kemudahan dan manfaat bagi kehidupan manusia. Di samping itu, permintaan manusia selalu berubah-ubah dan keinginan manusia yang tidak terbatas menyebabkan para peneliti semakin gencar melakukan inovasi karya ciptanya, sehingga semakin efektif dan efisien serta memenuhi kebutuhan manusia.

Salah satu bidang teknologi yang kemajuannya cukup pesat dan ditunjang dengan permintaan pasar yang tinggi adalah teknologi otomotif khususnya sepeda motor jenis *skuter matic* (Vivanews, 2011). Teknologi sepeda motor saat ini, tidak terlepas dari peran salah satu elemen mesin yaitu roda gigi. Pada sepeda motor, daya yang dihasilkan oleh proses pembakaran setelah dikonversi menjadi gerak rotasi dengan mekanisme torak, ditransmisikan oleh pasangan roda gigi menuju poros-poros penggerak sebuah mekanisme tertentu sehingga sepeda motor dapat bergerak. Dalam mentransmisikan daya, gear mengalami tegangan bending dan tegangan kontak.

Berbagai metode analisis tegangan untuk keperluan perancangan elemen mesin telah banyak tersedia, salah satunya adalah metode elemen hingga. Metode elemen hingga telah membuktikan kehandalannya dalam memecahkan persoalan-persoalan dibidang mekanika. Bahkan dalam perkembangan yang terakhir, masalah-masalah perpindahan panas, mekanika fluida, maupun getaran dapat dengan mudah diselesaikan dengan menggunakan metode elemen hingga (Indrakto,2007).

Seiring dengan perkembangan teknologi komputer yang sangat pesat khususnya bidang *software*, mempengaruhi perkembangan *software* analisis tegangan berbasis metode elemen hingga. Salah satu perangkat lunak komputer yang dapat membantu dalam proses analisis tegangan dengan metode elemen hingga adalah *software Ansys*.

Penerapan perangkat lunak komputer pada permasalahan perancangan elemen mesin diharapkan meningkatkan kualitas dan keakuratan hasil analisis. Di samping itu, dapat mengurangi waktu analisis yang mempengaruhi nilai ekonomis elemen mesin yang dirancang.

Di dalam kehidupan sehari-hari, kesalahan dalam pemasangan roda gigi dan ketidakakuratan pada proses manufaktur mesin dapat menyebabkan terjadinya perubahan jarak pusat antara roda gigi yang berpasangan serta defleksi poros dalam

penggunaannya dapat menyebabkan *misalignment* (Hotait, dkk.,2008). Perubahan jarak pusat tersebut memungkinkan terjadinya perubahan distribusi tegangan pada roda gigi yang berdampak pada ketahanan pakai material roda gigi. Di sisi lain, pengguna sepeda motor di Indonesia cukup tinggi, sehingga permintaan untuk perbaikan maupun perakitan sepeda motor pun cukup tinggi. Pada tahun 2011, angka penjualan Honda BEAT mencatat nilai tertinggi di kelas sepeda motor jenis *sekuter matic* (Vivanews, 2012).

Oleh karena itu, dalam penelitian ini dilakukan analisis tegangan bending dan tegangan kontak *helical gear pair* akibat penyimpangan jarak pusat menggunakan *software ANSYS 12.1* pada salah satu *helical gear pair* Honda BEAT 110 cc.

Tinjauan Pustaka

Wei (2004) telah melakukan penelitian tentang karakteristik *involute spur gear* dan menyebutkan bahwa kegagalan pada *gear* sering kali terjadi karena tegangan kontak dan tegangan *bending* yang terjadi pada gigi *gear* tersebut. Patil dkk, (2011) menyebutkan bahwa dalam kondisi kerjanya, *gear* sering mengalami kegagalan karena konsentrasi tegangan dan tegangan *bending* pada *tooth root*, dimana pembentukan retak terjadi pada sekitar titik yang mengalami konsentrasi tegangan.

Wilfred Lewis (1892) mengajukan *Lewis' formula* untuk menganalisis tegangan *bending* pada *gear*, dimana gigi *gear* diasumsikan sebagai *cantilever beam* dengan beban aksial menyebabkan tegangan *bending*, sedangkan beban radial diabaikan (dikutip dari Khurmi dan Gupta, 1982). Bentuk gigi yang tidak dapat diasumsikan seperti *cantilever beam* yang polos, menyebabkan analisis tegangan *bending* dengan persamaan *Lewis* kurang akurat, sehingga berkembang dengan eksperimen *photoelastic*, dan seiring dengan perkembangan komputer, maka analisis tegangan dilakukan menggunakan metode elemen hingga dengan bantuan komputer (Stoker, 2009). Begitu juga dalam menganalisis tegangan kontak, dimana menggunakan persamaan *Hertz* yang mengasumsikan kontak gigi *gear* sebagai kontak dua permukaan silinder, tetapi perbedaan geometri *gear* yang cukup

signifikan dengan silinder menyebabkan hasil analisis kurang akurat (Stoker, 2009).

Sari dan Santoso (2009) menyatakan bahwa metode elemen hingga adalah metode numerik yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan teknik dan problem matematis dari suatu gejala fisis dengan ketelitian yang dapat diterima oleh rekayasawan. Chan dkk (2006) menyebutkan bahwa FEM adalah sebuah cara yang lebih baik untuk menganalisis struktur dengan bentuk yang lebih kompleks dari pada solusi analitis menggunakan teori klasik.

Hotait dkk (2008) melakukan penelitian mengenai pengaruh *misalignment* dan *lead crown* pada *helical gear* terhadap tegangan *bending* pada gigi *gear*, menyebutkan bahwa hasil eksperimen dan prediksi menggunakan elemen hingga menunjukkan korelasi yang baik. Di samping itu, penelitian yang dilakukan oleh Patil dkk (2011) pada *helical gear* dengan membandingkan tegangan *bending* dari hasil eksperimen dengan *3D photoelastic* dan metode elemen hingga, menghasilkan kesimpulan bahwa perbedaan tegangan *bending*nya 6,5% sehingga hasil perhitungan dengan metode elemen hingga dapat diterima. Begitu juga dengan penelitian yang dilakukan oleh Jebur dkk (2011) pada *spur gear* dengan membandingkan tegangan *bending* dari hasil eksperimen dengan *3D photoelastic* dan metode elemen hingga, bahwa metode elemen hingga dapat digunakan dalam menganalisis tegangan *bending* yang terjadi pada kontak antara permukaan *gear pair*. Alemu (2007), membandingkan tegangan *von Misses* pada *helical gear pair* hasil simulasi dengan *Ansys* dan perhitungan analitis menggunakan standar AGMA dimana hasil yang diperoleh memiliki perbedaan kurang dari 6% untuk setiap variabel.

Houser (2012) menggunakan model *3D gear pair* untuk menganalisis pengaruh *helix angel* terhadap *root stress* gigi *gear*. Tamminana dkk (2005) telah melakukan analisis dengan kondisi quasi statik pada *deformable-body model* dan membandingkan hasilnya dengan data eksperimen yang telah ada sebelumnya, dan menyimpulkan bahwa analisis dengan kondisi quasi statik pada *deformable-body model* dapat memprediksikan *dynamic factor* (DF) dan *dynamic Transmission Error* (DTE). Penelitian

terhadap tegangan *bending* dan *fatigue life* pada *misalignment bevel spiral gear* dan *hypoid gear* dibawah kondisi quasi statik dengan membandingkan metode eksperimen dan teoritik (metode elemen hingga) telah dilakukan oleh Hotail (2011) dan menyimpulkan bahwa dengan menggunakan pembebanan yang realistis pada proses analisa teoritis, dapat diperoleh hasil yang sesuai antara data yang diperoleh dari hasil eksperimen dan analisis teoritik dari pemodelan *bevel* dan *hypoid gear*, sehingga proses analisis teoritik dapat digunakan untuk memprediksikan pengaruh *misalignment* pada *gear*. Untuk menjaga keamanan operasional *gear* akibat pembatasan-pembatasan terhadap analisis berbagai variabel yang berpengaruh terhadap kegagalan *gear*, maka dilakukan penyesuaian terhadap faktor keamanan (*safety factor*) yang membatasi tegangan yangizinkan untuk suatu material pada proses perencanaan *gear* (AGMA 901-A92, 1992).

Metodologi Penelitian

Dalam pemodelan dibutuhkan data sifat mekanik material seperti σ , modulus elastisitas dan poisson rasio. Dimensi geometri *gear* dalam pemodelan diperoleh dari hasil pengukuran terhadap roda gigi yang menjadi objek penelitian yaitu *gear pair* (dengan *part number* : 23421-KVB-900 dan 23430-KVB-900, produk Astra Honda motor).

Berdasarkan *Japan Industrial Standar* (JIS) dan *Internasional Standization of organization* (ISO) bahwa standar *clearance gear* adalah 0,25 *module*. Berdasarkan hal tersebut, maka perubahan jarak minimal poros roda gigi adalah 0,25 *module*. Oleh karena itu, dalam penelitian ini *gear pair* dimodelkan menjadi empat variasi yaitu dengan geometri sama, namun memiliki variasi jarak pusat roda gigi yang berbeda. Adapun variasi jarak pusat roda gigi yang akan diselidiki pada penelitian ini adalah:

1. 52.55 mm
2. 52.65 mm
3. 52.75 mm
4. 52.85 mm
5. 52.95 mm
6. 53.15 mm

Pada penelitian ini, tegangan bending dan tegangan kontak dianalisis pada kondisi quasi statik pada masing-masing *roll angle* yang ditentukan. *roll angle* yang di gunakan

sebanyak lima buah untuk masing-masing variasi jarak pusat. Pada awal kontak ditetapkan sebagai *roll angle* 0° kemudian *driving gear* diputar 4° searah jarum jam untuk memperoleh titik kontak berikutnya yang disebut dalam analisis sebagai *roll angle* 4°, dan seterusnya.

Dalam perhitungan tegangan kontak dan tegangan *bending*, Ansys menggunakan metode elemen hingga. Dengan metode ini struktur elastis kontinu dibagi menjadi elemen atau substruktur dengan ukuran kecil. Kemudian dengan menggunakan matriks, defleksi dari tiap titik dihubungkan dengan pembebanan, sifat material, properti geometris dan lain-lainnya. Adapun langkah analisis yang digunakan dalam *software* ansys dilakukan dalam tiga tahap, yaitu :

A. Preprocessor

Hal-hal yang dilakukan dalam tahap ini yaitu:

1. Pembentukan geometri *gear*.

Geometri model dibentuk berdasarkan data yang diperoleh dari pengukuran dimensi *gear* baik *driven gear* atau *driving gear*. Dalam hal ini yang divariskan adalah jarak pusat *gear*. Di samping itu, dilakukan pemodelan dengan kontak pada tiap titik kontak yang dipilih dalam masing-masing variasi jarak pusat *gear* untuk memperoleh tegangan *bending* dan tegangan kontak pada tiap titik kontak pada masing-masing variasi jarak pusat. Dalam proses pemodelan digunakan *software* CAD (*Computer Aided Design*), kemudian model disimpan dalam bentuk *file* dengan ekstensi *.sat*.

2. Memasukkan data sifat mekanis material yang digunakan.

Hasil yang diperoleh dari pengujian kekerasan *Vickers* pada material *gear* bagian dalam, digunakan sebagai referensi awal yang kemudian akan dicocokkan dengan data material yang telah tersedia dari berbagai referensi. Kemudian, material yang dipilih berdasarkan pendekatan tersebut diasumsikan sebagai material *gear* yang akan dianalisis. Di samping itu dalam proses analisis material *gear* diasumsikan bersifat homogen dan isotropi.

3. Meshing

Dalam proses *meshing* untuk analisis tegangan *bending* digunakan elemen *solid 187* (tersedia pada *software* Ansys) dengan model 3 dimensi. Untuk analisis tegangan kontak digunakan elemen *conta 174* (tersedia dalam Ansys). Proses *meshing* dilakukan dengan otomatis oleh

software Ansys, dengan beberapa data yang ditentukan dalam proses *meshing*.

B. Solution

Pada tahapan ini dilakukan beberapa hal yaitu :

1. Pengkondisian batas

Pengkondisian batas pada penelitian ini dilakukan antara lain dengan membatasi pergerakan *node* pada elemen yaitu gerak translasi dengan arah x, y dan z dibatasi nol, dan rotasi terhadap sumbu x dan y di batasi nol, sehingga tidak terjadi *misalignment*, sedangkan gerak rotasi terhadap sumbu z dibatasi nol untuk *driven gear* dan tidak dibatasi untuk *driving gear* (*driving gear* memungkinkan untuk berotasi terhadap sumbu-z).

4. Pembebanan

Penelitian dilakukan pada kondisi quasi statis dimana *driven gear* dalam posisi statis dan *driving gear* dikondisikan dapat berputar terhadap sumbu z. *Driving gear* di-inputkan beban torsi dengan besar torsi yang diberikan merupakan ekuivalen dengan torsi maksimal yang ditransmisikan oleh gear tersebut berdasarkan daya maksimal yang dihasilkan dalam proses pembakaran pada Honda beat (diperoleh dari data spesifikasi mesin Honda Beat). *Driven gear* tidak diizinkan bergerak dan hanya menahan beban akibat kontak dari *driving gear*. pemberian beban torsi dilakukan dengan memberikan dua buah vektor gaya yang berlawanan arah dengan besar sama sehingga terbentuk *couple* pada dua gaya tersebut yang menyebabkan torsi.

2. Solve

Proses *solve* merupakan penyelesaian masalah yang dilakukan oleh software untuk menghitung tegangan bending dan tegangan kontak yang terjadi, berdasarkan data yang dimasukkan pada tahapan sebelumnya.

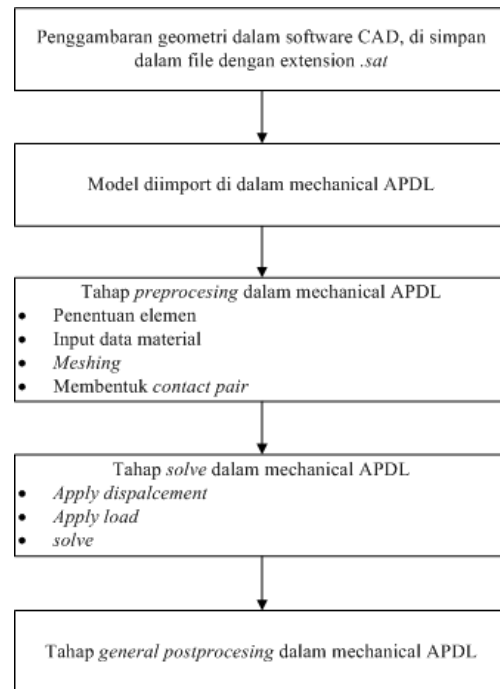
C. General postprocessor

Tahap ini dilakukan untuk menampilkan hasil simulasi, baik tegangan *von Mises*, *displacement*, dan lain-lain.

Pembahasan

Sesuai dengan uraian pada metodologi penelitian, untuk menentukan material yang digunakan dalam analisis tegangan *gear pair*, dilakukan dengan pendekatan berdasarkan hasil uji kekerasan material *gear pair* yang diteliti. Uji kekerasan

dilakukan dengan metode *vickers* dengan indentor *diamond pyramid* dan beban 60 kg.



Gambar 1. Diagram alir proses pemodelan dan analisis

Harga kekerasan *Vickers*, *driving gear* 248 kg/mm² dan *driven gear* 271 kg/mm². Harga kekerasan yang diperoleh dari pengujian kekerasan tersebut, kemudian dikonversi menjadi nilai *yield strength* menggunakan persamaan 1. Dieter (1928) dan Takaya (2000) serta Kocaker (2003) menyebutkan hubungan antara kekerasan *Vickers* dan *yield streng* pada baja dapat ditunjuk kan sebagai berikut :

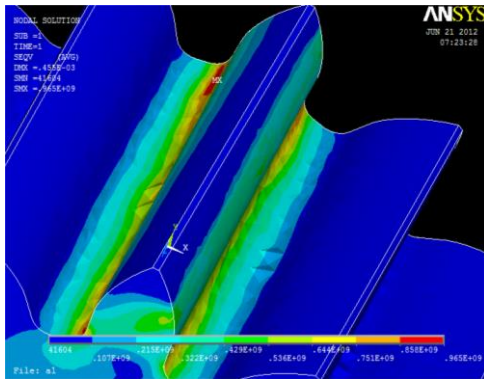
$$HV = 3 \times s_y \quad (1)$$

Setelah dilakukan konversi menjadi *yield strength* didapatkan nilai 542.36 MPa dan 567.78 MPa. Untuk menambah bahan pertimbangan dalam penentuan material yang digunakan dalam proses simulasi, harga kekerasan *Vickers* material *gear pair* tersebut dikonversi menjadi harga kekerasan *Brinell* berdasarkan *Standard Hardness Conversion Tables for Metals* (ASTM E140-7, 2010), didapatkan harga kekerasan *Brinell driving gear* 238 dan *driven gear* 258.

Mempertimbangkan bahwa dalam produksi roda gigi dilakukan perlakuan panas terhadap roda gigi tersebut, untuk meningkatkan kekerasan permukaan roda gigi sehingga meningkatkan ketahanan terhadap keausan, maka dalam penentuan material yang digunakan dalam simulasi dipilih material dengan *yield strength* dibawah

kisaran yang diperoleh dari hasil konversi di atas. Sesuai dengan Kohara (2007) dan www.efunda.com, bahwa bahan yang biasa digunakan untuk membuat roda gigi *yield strength* pada kisaran data yang diperoleh berdasarkan pendekatan dengan hasil uji kekerasan di atas, maka ditentukan bahwa material yang digunakan dalam proses simulasi adalah baja S45C.

A. Tegangan *bending*



Gambar 2. tegangan *vonMises bending* pada *driving gear*, yang terjadi pada *roll angle* 0° pada jarak sumbu poros 52,75 mm.

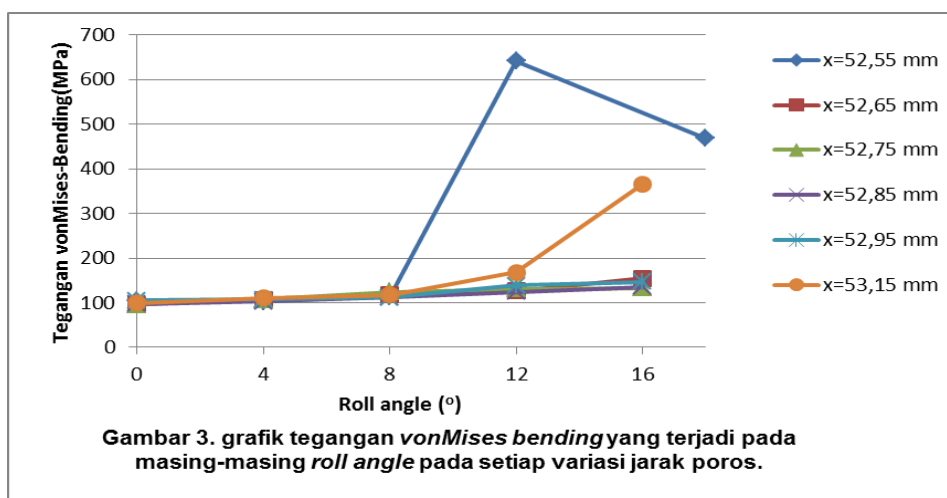
Tegangan *bending* merupakan tegangan yang terbentuk akibat adanya momen *bending*. Momen *bending* maksimal terjadi pada bagian *root fillet gear*, karena dipengaruhi oleh lengan momen yang terbentuk, dimana semakin panjang lengan momen maka akan menimbulkan momen *bending* yang semakin besar. Dapat dilihat pada gambar 2. bahwa tegangan *vonMises* maksimal terjadi pada *root fillet*, sehingga tegangan *von mises* maksimal yang terjadi dapat ditetapkan sebagai tegangan *bending*.

Pada gambar 3 dapat dilihat bahwa variasi ke 2, 3, 4 dan 5, tegangan *vonMises* meningkat seiring terjadinya peningkatan *roll angle*. Hal ini disebabkan oleh meningkatnya *roll angle* menyebabkan meningkatnya lengan momen pada *driving gear*. Dari sebagian besar hasil simulasi pada model menunjukkan tegangan *bending* maksimal terjadi pada *root fillet driving gear*.

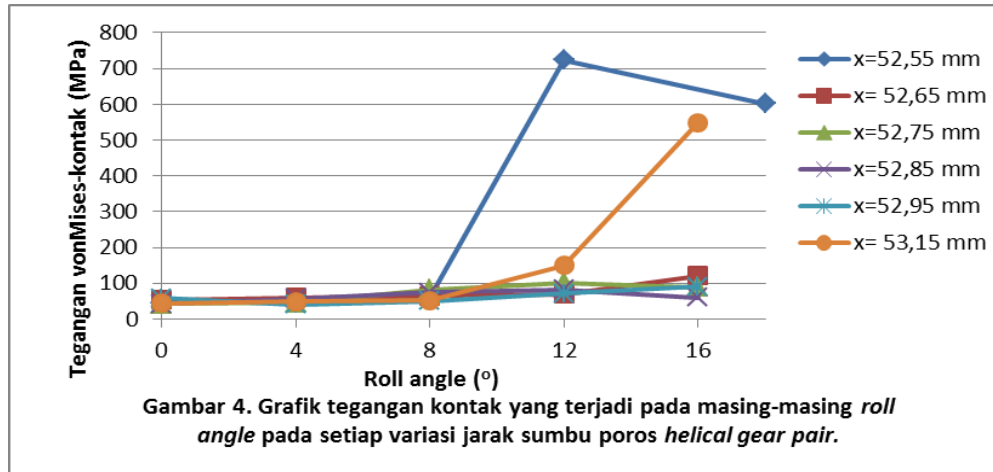
Pada variasi ke 6 (53,15 mm) terjadi peningkatan tegangan *vonMises* yang cukup signifikan, gambar distribusi tegangan *vonMises* pada *roll angle* 16° variasi jarak sumbu poros ke 6 dapat dilihat pada gambar 4.34. dari gambar tersebut tegangan *bending* di *root fillet* sebesar 427 MPa. Hal ini disebabkan karena *misalignment* yang menyebabkan pertambahan jarak sumbu poros menyebabkan tegangan *bending* pada *roll angle* 16° meningkat, sehingga menyebabkan peningkatan momen *bending*, dan tegangan *bending* pun meningkat. Di samping itu, Tegangan *vonMises* maksimal terjadi pada titik bagian kontak, menunjukkan tegangan kontak yang lebih tinggi dari pada tegangan *bending*. Hal ini terjadi karena luasan permukaan kontak yang terjadi relatif kecil, serta kontak terjadi tidak digaris *length of action* sehingga sudut normal kontak berubah, dan menyebabkan gaya radial meningkat yang dapat membebani poros.

B. Tegangan kontak

Tegangan kontak terjadi pada daerah kontak dua buah permukaan. Tegangan kontak di pengaruhi oleh gaya normal dan luas permukaan kontak. Tegangan kontak berbanding terbalik dengan luas permukaan dan berbanding lurus dengan gaya normal. Tegangan kontak hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 4.



Gambar 3. grafik tegangan *vonMises bending* yang terjadi pada masing-masing *roll angle* pada setiap variasi jarak poros.



Dari 4 dapat dilihat bahwa tegangan kontak yang terbesar terjadi pada roll angle 12° dengan jarak sumbu poros 52,55 mm. Hal ini disebabkan oleh luasan permukaan kontak relative kecil yaitu pada top land driving gear akibat penyimpangan jarak sumbu poros. Pada gambar 4.35, dapat dilihat bahwa tegangan vonMises maksimum terjadi pada bagian top land driving gear dan bagian root fillet, gigi kontak 1 tersebut mengalami tegangan yang jauh lebih kecil sehingga dapat disimpulkan bahwa pada gigi tersebut komponen gaya radial lebih besar dari pada gaya transversal. Sedangkan pada roll angle 16° dengan jarak sumbu poros 53,15 mm, tegangan kontak yang terjadi relative tinggi disebabkan oleh luasan kontak yang kecil.

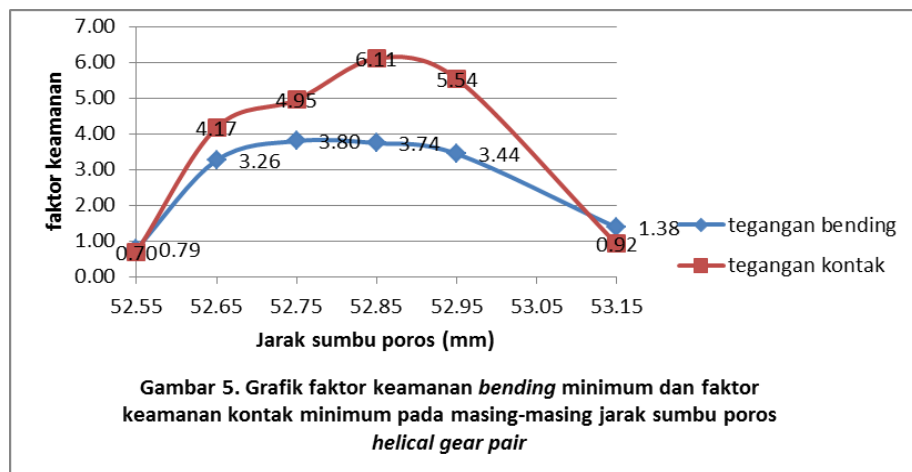
C. Perbandingan jarak sumbu poros

Tegangan bending maksimal selalu terjadi pada root fillet sepanjang gigi tersebut kontak. Hal ini menyebabkan terjadi resiko kegagalan fatig pada root fillet gear, sedangkan tegangan kontak yang terjadi pada permukaan kontak, dengan waktu kontak tiap titik relative kecil. Oleh karena itu, pembebanan pada root fillet yaitu beban bending lebih lama

dari pada permukaan kontak suatu gear pair. Di sisi lain, tegangan kontak yang terjadi dapat menyebabkan keausan pada permukaan gigi gear. Semakin besar tegangan kontak menyebabkan gesekan semakin besar yang berdampak pada resiko keausan permukaan gear. Tegangan gesek yang terjadi pada permukaan gear pair berpengaruh pada efisiensi gear Vaidyanathan (2009).

Pada gambar 5. dapat dilihat bahwa faktor keamanan minimal bending terbesar dimiliki oleh variasi jarak sumbu poros 52,75 mm, sedangkan faktor keamanan minimal kontak terbesar dimiliki oleh variasi jarak sumbu poros 52,85 mm. Mengacu pada Neptu dan Srichandr (2010) yang ada, bahwa faktor keamanan gear pair adalah lebih dari 1,75, maka jarak sumbu poros 52,55 mm dan 53,15 mm, tidak aman. Faktor keamanan minimal bending dan kontak pada jarak sumbu 52,65 mm, 52,75 mm, 52,85 mm dan 52,95 mm lebih dari 1,75 sehingga dapat disimpulkan aman dari kegagalan bending dan kontak.

Mempertimbangkan bahwa tegangan bending lebih banyak menyebabkan



kegagalan pada *gear pair* dari pada tegangan kontak, maka jarak sumbu poros optimal adalah 52,75 mm dan 52,85 mm. Perbedaan faktor keamanan *bending* antara variasi jarak sumbu poros 52,75 mm dengan 52,85 mm tidak terlalu besar yaitu 0,06, sedangkan perbedaan faktor keamanan kontak antara variasi jarak sumbu poros 52,75 mm dengan 52,85 mm cukup besar yaitu 1,16. Disamping itu dengan mempertimbangkan bahwa tegangan kontak dapat menyebabkan meningkatnya gaya gesek antara permukaan *gear pair*, yang berdampak pada penurunan efisiensi *gear pair*, maka jarak sumbu poros yang paling optimal adalah 52,85 mm, yaitu yang memiliki tegangan kontak maksimal paling kecil di antara jarak sumbu poros yang divariasikan.

Kesimpulan

Dari hasil analisis dan pembahasan dapat disimpulkan bahwa :

1. Tegangan kontak maksimal terjadi pada jarak sumbu poros 52,55 mm yaitu 642,00 MPa dan tegangan bending maksimal terjadi pada *gear pair* dengan jarak sumbu poros 52,55 mm yaitu 723,00 MPa. Besarnya tegangan kontak dan *bending* tersebut disebabkan oleh penyimpangan jarak sumbu poros.
2. Jarak sumbu poros 52,65 mm, 52,75 mm, 52,85 mm dan 52,95 mm memiliki faktor keamanan yang lebih dari standar faktor keamanan operasi *gear pair*, sedangkan faktor keamanan pada jarak sumbu poros 52,55 mm dan 53,15 mm kurang dari standar faktor keamanan operasi *gear pair*. Jarak sumbu poros 52,75 mm merupakan jarak sumbu poros yang memiliki faktor keamanan minimal bending yang paling tinggi dan jarak sumbu poros 52,85 mm merupakan jarak sumbu poros yang memiliki faktor keamanan minimal kontak paling tinggi. Mempertimbangkan bahwa tegangan kontak dapat menyebabkan meningkatnya gaya gesek antara permukaan *gear pair*, yang berdampak pada penurunan efisiensi *gear pair*, maka jarak sumbu poros yang paling optimal adalah 52,85 mm.

Saran

1. Analisis tegangan yang berbasis simulasi merupakan pendekatan awal dalam menentukan keamanan suatu perencanaan, sehingga selanjutnya perlu dilakukan analisis tegangan pada *gear pair* yang berbasis eksperimental.

2. Penelitian ini perlu dilanjutkan dengan mengarah pada variasi *fillet* pada *tooth root gear*, mengingat pengaruh tegangan *bending* yang cukup besar pada kegagalan *gear pair*.

Daftar Pustaka

- AGMA 90-A92, 1992, *A Rational Procedure for the Preliminary Design of Minimum Volume Gears*, American Gear Manufacturers Association: Virginia.
- Alemu, N, 2007, *Analysis Of Stresses In Helical Gears By Finite Element Method*, Addis Ababa University
- Anonim, 2007, *The ABC's of Gear, Basic Gear*, Kohara Gear Industry CO., LTD: Saitama Jepang
- ASTM International E 140-07, 2010, *Standard Hardness Conversion Tables for Metals Relationship Among Brinell Hardness, Vickers Hardness, Rockwell Hardness, Superficial Hardness, Knoop Hardness, and Scleroscope Hardness*.
- Chan, On Bon, Elwi, Alaa E., Grondin, Gilbert Y., 2006, *Simulation Of Crack Propagation In Plate With Strain Softening Model*, University Of Alberta: Alberta.
- Dieter G.E. 1988. *Mechanical Metallurgy, SI Metric Edition*. McGraw-Hill. New York
- Hotait, Mohammad A., 2011, *A Theoretical and Experimental Investigation on Bending Strength and Fatigue Life of Spiral Bevel and Hypoid Gears*, The Ohio State University: Ohio.
- Hotait, M.A, Talbot D, and Kahraman, A., 2008, *An Investigation of the Influence of Shaft Misalignment on Bending Stresses of Helical Gears with Lead Crown*, Gear Technology November/December 2008
- Houser, D. R., 2012, *Helix Angle and Root Stress*, The Ohio State University Gearlab.
- Indrakto, R. T. 2007. *Analisis Pembebanan Statik Dengan Variasi Temperature Pada Connecting Rod Motor Honda Tipe Grand 100 cc Dengan Material Baja AISI 1006, AISI 1040 dan AISI 1070 Menggunakan Software Catia v5r14*. Universitas Negeri Semarang : Semarang.
- Jebur, A. K., Khan, I.A. dan Nath Y. *Numerical And Experimental Dynamic Contact Of Rotating Spur Gear*, Modern Applied Science, Vol. 5, No. 2; April 2011

- Khurmi, R.S., and Gupta, J.K., 1982, *Text Books of Machine Design*, Eurasia Publishing House (Pvt) Ltd, Ram Nagar, New Delhi 110055.
- Koçaker, B., 2003, *Product Properties Prediction After Forming Process Sequence*, The Middle East Technical University.
- Mahaputra, S. A., 2011, *Sepeda Motor Terlaris Di Indonesia*, <http://otomotif.vivanews.com/news/read/248117-5-sepeda-motor-terlaris-di-indonesia>
- Netpu, S. dan Srichandr, P., *Failure Analysis of a Helical Gear*, The First TSME International Conference on Mechanical Engineering, 20-22 October, 2010, Ubon Ratchathani
- Patil, P. Dharashiwar, N. Joshi, K dan Jadhav, M. 2011. *3D Photoelastic And Finite Element Analysis Of Helical Gear*. Machine Design, vol.3, pp. 115-120.
- Sari, S. P. dan Santoso. P. 2009. *Analisis Tegangan Statik Pada Rangka Sepeda Motor Jenis Matic Menggunakan Software Catia P3 V5R14*. Depok, Universitas Guna Dhama.
- Suprpto, H. 2012. *Honda Kuasai 53% Pasar Motor: Pertumbuhan Penjualan Motor Honda Ini Jauh Melampaui Pertumbuhan Pasar Motor Nasional*, <http://otomotif.vivanews.com/news/read/279215-honda-kuasai-53--pasar-motor>
- Stoker, K. C., 2009, *A Finite Element Approach To Spur Gear Response And Wear Under Non-Ideal Loading*, University Of Florida : Florida.
- Tekkaya, A. E., 2000, *Relationship between Vickers Hardness and Yield Stress for Cold Formed Materials*, Process Metallurgy/Metal Working/Materials, Technology Steel Research 71.
- Tamminana, V. K., Kahraman, A., dan Vijayakar, S., *A Study Of The Relationship Between The Dynamic Factor And The Dynamic Transmission Error Of Spur Gear Pairs*, Proceedings of IDETC/CIE 2005, ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, September 24-28, 2005, Long Beach, California, USA
- Vaidyanathan, A., 2009, *An Experimental Investigation Of Helical Gear Efficiency*, The Ohio State University.
- Wei, Z., 2004. *Stresses And Deformations In Involute Spur Gears By Finite Element Method*. University of Saskatchewan: Saskatchewan.